

УДК 621.577 + 697.1

**М.К. БЕЗРОДНИЙ**, д-р техн. наук; проф. НТУУ «КПІ», Київ;  
**Н.А. ПРИТУЛА**, аспірантка НТУУ «КПІ», Київ

## **ОБ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ**

Разработана методика определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса для низкотемпературных системах отопления с использованием различных возобновляемых источников энергии. Поддержка оптимальной степени охлаждения среды обеспечивает минимальные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления в целом.

**Ключевые слова:** низкотемпературная система отопления, тепловой насос, солнечный коллектор, оптимальная степень охлаждения среды.

### **Введение**

На сегодняшний день в Украине существуют проблемы рационального использования природных энергоресурсов и охраны окружающей среды. Они могут быть решены как за счет снижения тепловых потерь, так и путем внедрения современной техники генерации, распределения, регулирования и потребления теплоты. Одним из наиболее эффективных видов современной техники, что позволяет значительно снизить затраты энергии в системах теплоснабжения и уменьшить загрязнение окружающей среды, являются тепловые насосы.

В последние годы наблюдается стремительное развитие и внедрение этих технологий, и нет сомнений в том, что в ближайшем будущем именно тепловые насосы заменят большую часть традиционных технологий получения низкотемпературной теплоты для целей отопления. Тем не менее, внедрение тепловых насосов в экономику нашей страны происходит очень медленно и с большими сложностями. Прежде всего, это объясняется отсутствием должной поддержки со стороны государства при разработке, исследованиях и внедрении теплонасосного оборудования и недоверием к этим технологиям со стороны массового потребителя.

Поэтому наши усилия были направлены на термодинамический анализ эффективности использования тепловых насосов с учетом условий их применения и использованием различных возобновляемых низкотемпературных источников теплоты. Прежде всего следует отметить, что в литературе не исследована оптимальная глубина использования низкотемпературных источников энергии в теплонасосной установке в условиях затраты энергии как на повышение потенциала этой теплоты, так и перемещение теплоносителя в нижнем контуре теплового насоса [1–4].

### **Термодинамический анализ системы**

Проанализированы принципиальные схемы теплонасосных систем отопления с использованием теплоты таких природных источников энергии как атмосферный воздух, вода, грунт и солнечная радиация (рис. 1). При заданной тепловой мощности теплового насоса и температуре теплоносителя в системе отопления, которые определяются самим объектом теплоснабжения, температура теплоносителя на выходе из испарителя теплового насоса является неоднозначной. Это обусловлено тем, что количество теплоты, отобранное от нижнего источника в испарителе ТН, зависит от разности температур на входе и выходе из испарителя и расхода теплоносителя. В связи с тем, что затраты энергии на привод компрессора теплового насоса и на нагнета-

© М.К. Безродный, Н.А. Притула, 2013

тель теплоносителя при изменении его температуры на выходе из испарителя изменяются в противоположных направлениях, сформулирована задача определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса, которой соответствуют минимальные суммарные затраты энергии на теплонасосную систему низкотемпературного отопления в целом [5–7].

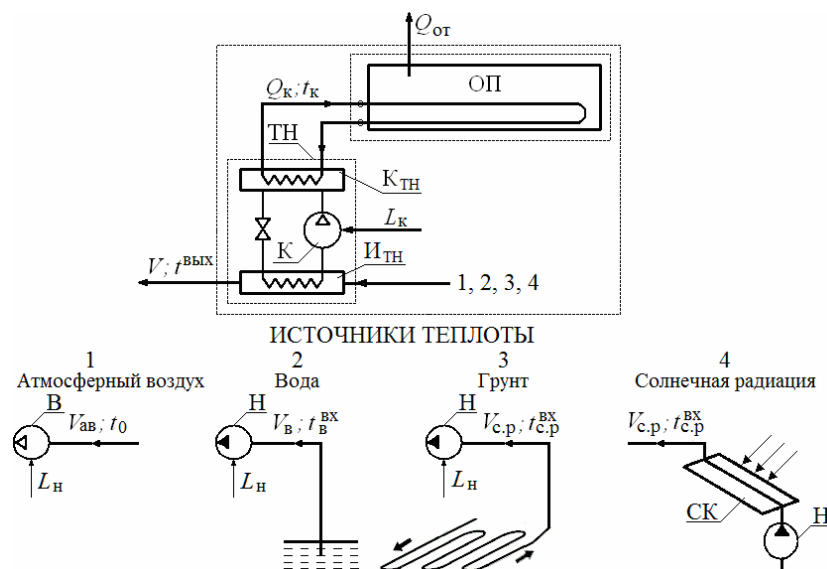


Рис. 1 – Принципиальная схема теплонасосной системы низкотемпературного отопления:  
ОП – отапливаемое помещение; ТН – тепловой насос; К<sub>ТН</sub> – конденсатор ТН, И<sub>ТН</sub> – испаритель ТН; К – компрессор; В – вентилятор; Н – насос; СК – солнечный коллектор; L<sub>к</sub> – работа привода компрессора теплового насоса; L<sub>н</sub> – работа привода нагнетателя на преодоление суммарных потерь давления в нижнем контуре

Эффективность работы теплонасосных систем в литературе обычно принято оценивать величиной коэффициента трансформации ТН. Но для сложных систем, эффективность работы которых зависит не только от эффективности самого теплового насоса, но и других элементов системы, более целесообразно, на наш взгляд, использовать другие относительные характеристики, которые определяют эффективность функционирования всей системы. Поэтому, дальнейший анализ проведен на основе определения величины суммарных удельных затрат внешней энергии на систему отопления, которая в случае затрат энергии только на тепловой насос является величиной, обратной коэффициенту трансформации теплового насоса.

В соответствии со схемой (рис. 1) суммарные затраты внешней энергии на теплонасосную установку включают в себя затраты на компрессор теплового насоса и нагнетатель теплоносителя нижнего источника теплоты. При этом удельные суммарные затраты энергии на систему отопления можно представить в виде:

$$l_{от} = L_{сум} / Q_{от} = (L_k + L_n) / Q_k, \quad (1)$$

где  $L_k$ ,  $L_n$  – затраты энергии на компрессор ТН и нагнетатель соответственно, кВт;  $Q_k$  – тепловой поток, отведенный от конденсатора теплового насоса, кВт.

Затраты энергии на компрессор теплового насоса  $L_k$  определяются по формуле:

$$L_k = Q_n / (\varphi - 1). \quad (2)$$

Тепловой поток в испарителе теплового насоса  $Q_n$ :

$$Q_n = V_c \rho_c c_p (t_c^{ВХ} - t_c^{ВЫХ}). \quad (3)$$

где  $V_c$ ,  $\rho_c$ ,  $c_p$  – объемный расход, плотность и изобарная теплоемкость среды;  $t_c^{BX}$ ,  $t_c^{ВЫХ}$  – температура среды на входе и выходе из испарителя теплового насоса.

Затраты энергии на нагнетатель среды:

$$L_n = V_c \Delta p / \eta_n \eta_{np}, \quad (4)$$

где  $\Delta p$  – суммарные аэродинамические или гидравлические потери давления в нижнем контуре,  $\eta_n$  и  $\eta_{np}$  – КПД нагнетателя и его привода соответственно. Принято, что в оптимальном режиме работы нагнетателя  $\eta_n = 0,8$ , а КПД привода  $\eta_{np} = 0,95$  [8].

Тепловой поток  $Q_k$  в соотношении (1) определяется по уравнению теплового баланса теплового насоса:

$$Q_k = Q_n + L_k. \quad (5)$$

Действительный коэффициент трансформации теплового насоса  $\phi$  может быть представлен в виде:

$$\phi = \phi_T \eta_{TH}, \quad (6)$$

где  $\eta_{TH}$  – коэффициент, учитывающий реальные процессы, осуществляемые рабочим телом в ТН, который согласно [9] можно принять 0,6;  $\phi_T$  – теоретический коэффициент трансформации ТН, который с учетом тепловых необратимостей в испарителе и конденсаторе можно определить по соотношению:

$$\phi_T = 1 / (1 - T_{и}^{TH} / T_{к}^{TH}) = 1 / [1 - (273 + t_c^{ВЫХ} - \Delta t_{и}) / (273 + t_k + \Delta t_k)], \quad (7)$$

где  $T_{и}^{TH}$  – температура испарения рабочего агента в испарителе ТН, К;  $T_{к}^{TH}$  – температура конденсации рабочего агента в конденсаторе ТН, К;  $t_c^{ВЫХ}$  – температура среды на выходе из испарителя, °С;  $t_k$  – температура воды на выходе из конденсатора, °С;  $\Delta t_{и}$  – разница температур среды и рабочего тела ТН на выходе из испарителя;  $\Delta t_k$  – разница температур рабочего тела ТН и воды на выходе из конденсатора. Согласно рекомендациям работы [9] можно принять, что  $\Delta t_{и} = 10; 5; 5$  для воздуха, воды и соляного раствора в испарителе соответственно и  $\Delta t_k = 5$  °С для воды в конденсаторе.

Температура воды на выходе из конденсатора  $t_k$  равна температуре греющего теплоносителя в системе отопления. При определении этой температуры необходимо учитывать следующее. В отопительном приборе существует разница температур между температурой греющего теплоносителя  $t_k$ , которая подается от источника теплоты, и температурой в помещении  $t_n$ . При понижении температуры окружающей среды увеличивается тепловой поток, необходимый для отопления, но поскольку полезная площадь отопительного прибора постоянна, по уравнению теплопередачи необходимо повышать данную разницу температур  $(t_k - t_n)$ , и, как следствие, температуру теплоносителя  $t_k$ . Итак,  $t_k$  так, как и  $Q_k$ , возрастает с понижением температуры окружающей среды  $t_0$ .

Для определения этой температуры имеет силу уравнение, которое выводится на основе анализа процессов теплообмена в системе греющая вода – воздух в помещении – атмосферный воздух [10]:

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left( \frac{t_n - t_0}{t_n - t_0^p} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (8)$$

где  $t_T^p$  – расчетная температура греющего теплоносителя при расчетной температуре окружающей среды;  $n = 0$  для низкотемпературных систем отопления. Расчетная температура греющего теплоносителя принята  $t_T^p = 40$  °С.

С учетом уравнений (2)–(6) выражение (1) для определения удельных затрат внешней энергии на отопление принимает вид:

$$l_{\text{от}} = \frac{1}{\Phi} \left[ 1 + \frac{\Delta p (\varphi - 1)}{\rho_c c_p (t_c^{\text{BX}} - t_c^{\text{ВЫХ}}) \eta_n \eta_{\text{пр}}} \right] = \frac{1}{\Phi} \left[ 1 + \frac{A (\varphi - 1)}{(t_c^{\text{BX}} - t_c^{\text{ВЫХ}}) \eta_n \eta_{\text{пр}}} \right]. \quad (9)$$

Таким образом, удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления зависят (кроме величин характерных температур) от комплекса заданных величин  $A = \Delta p / \rho_c c_p$ , который выступает как единый параметр и может изменяться в определенном диапазоне значений в зависимости от изменения величины  $\Delta p$ , которая во многих случаях может быть реально задана.

Анализ теплонасосной системы с использования теплоты воздуха, воды и грунта, проведенный в работах [5–7], показал, что оптимальная степень охлаждения теплоносителя в испарителе теплового насоса при заданном гидравлическом сопротивлении нижнего контура может быть определена аналитически.

Для определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе представим температуру  $T_{\text{и}}^{\text{ТН}}$  в формуле (7) в виде:

$$T_{\text{и}}^{\text{ТН}} = T_c^{\text{BX}} - \Delta t_c - \Delta t_{\text{и}} = 273 + t_c^{\text{BX}} - \Delta t_c - \Delta t_{\text{и}}, \quad (10)$$

где  $\Delta t_c = t_c^{\text{BX}} - t_c^{\text{ВЫХ}}$  – разница температур среды на входе и выходе из испарителя. Тогда уравнение (9) после преобразования с учетом выражений (6) и (7) можно записать в виде функции от  $\Delta t_c$  как:

$$l_{\text{от}} = a + \frac{\Delta t_c}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} + \frac{Ab}{\eta_n \eta_{\text{пр}} \Delta t_c}, \quad (11)$$

где  $a = \frac{1}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} \left( T_{\text{к}}^{\text{ТН}} - T_c^{\text{BX}} + \Delta t_{\text{и}} - \frac{A}{\eta_n \eta_{\text{пр}}} \right)$  и  $b = 1 - \frac{1}{\eta_{\text{ТН}}} + \frac{T_c^{\text{BX}} - \Delta t_{\text{и}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}}$ .

Анализ этой зависимости  $l_{\text{от}} = f(\Delta t_c)$  на экстремум позволяет получить соотношение для определения оптимальной степени охлаждения среды в испарителе теплового насоса

$$\Delta t_c^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_n \eta_{\text{пр}}} \left[ \eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_c^{\text{BX}} - \Delta t_{\text{и}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]}. \quad (12)$$

Следовательно, оптимальная степень охлаждения среды в испарителе зависит от комплекса заданных величин  $A$ , температуры окружающей среды  $t_0$ , температуры среды на входе в испаритель  $t_c^{\text{BX}}$  и расчетной температуры греющего теплоносителя  $t_{\text{г}}^{\text{р}}$ , т.е.  $\Delta t_c^{\text{опт}} = f(A, t_0, t_c^{\text{BX}}, t_{\text{г}}^{\text{р}})$  [5–7].

На рис. 2 представлены зависимости оптимальной степени охлаждения среды от комплекса заданных величин  $A$  при различных значениях температур теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса. Учитывая то, что влияние температуры греющего теплоносителя в системе отопления незначительное, графические зависимости на рис. 4 построены для среднего значения  $t_{\text{г}}^{\text{р}} = 40^\circ \text{C}$ .

Из рис. 2 следует, что оптимальная степень охлаждения среды в испарителе теплового насоса возрастает с увеличением комплекса заданных величин  $A$  (который зависит в основном от аэродинамических или гидравлических потерь давления в нижнем контуре) и слабо зависит от температуры среды на входе в испаритель. Расчеты также показали, что оптимальная степень охлаждения среды практически не зависит от температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления и температуры окружающей среды [5–7].

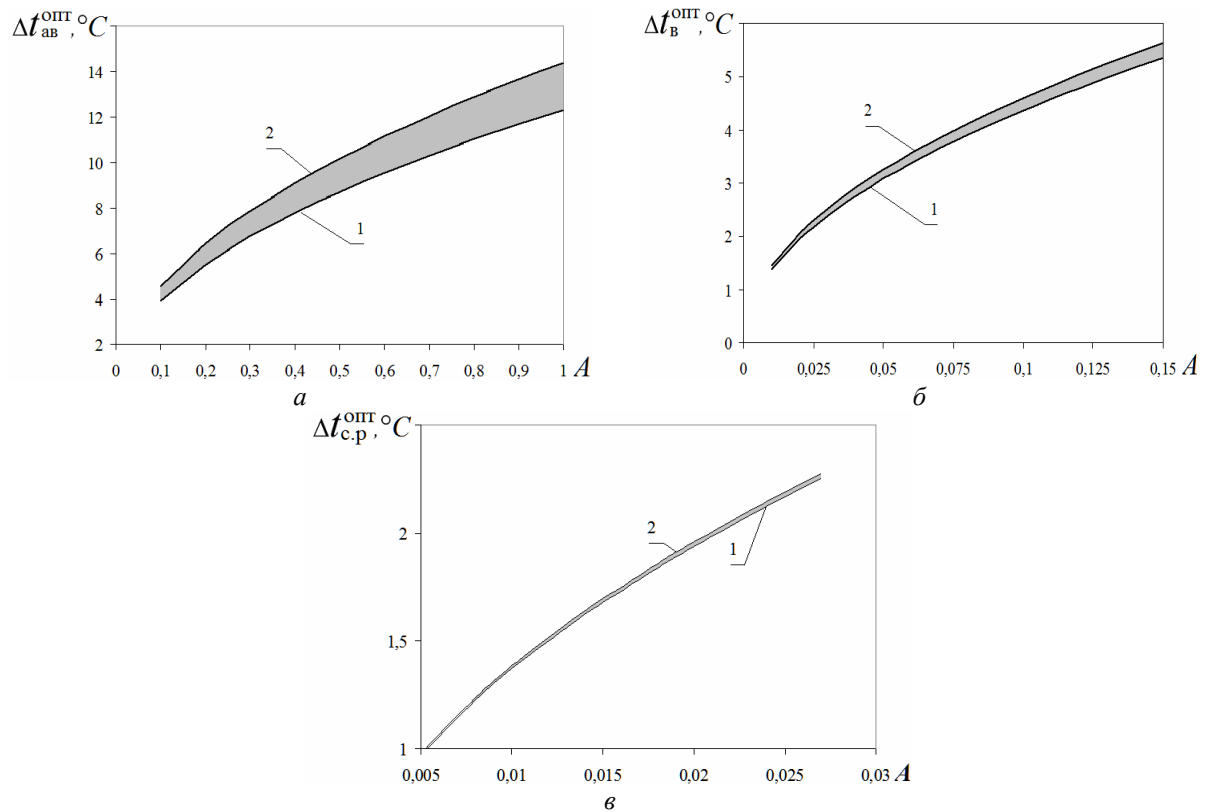


Рис. 2 – Зависимость оптимальной степени охлаждения среды в испарителе от комплекса заданных величин  $A$ :  
 $a$  – воздух: 1, 2 – для температуры атмосферного воздуха на входе в испаритель  $t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
 $b$  – вода: 1, 2 – для температуры воды  $t_{\text{в}}^{\text{вх}} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
 $в$  – грунт: 1, 2 – температура соляного раствора  $t_{\text{с.р}}^{\text{вх}} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Трудность вычисления удельных затрат внешней энергии по соотношению (9) для теплонасосной системы отопления с использованием солнечной инсоляции в качестве нижнего источника энергии состоит в сложном характере изменения величины  $\Delta p$  в зависимости от расходных характеристик теплоносителя нижнего контура, которые в свою очередь зависят от геометрических характеристик СК и интенсивности теплопритока в СК, изменяющейся в зависимости как от изменения внешних условий на протяжении отопительного периода, так и от параметров работы самого теплового насоса, которые также влияют на величину теплопритоков, а значит, и на величину  $\Delta p$ . Для решения этой проблемы используем следующий приближенный подход.

Суммарные гидравлические потери давления в нижнем контуре гипотетической установки можно связать со скоростью движения теплоносителя соотношением:

$$\Delta p = C \rho_{\text{с.р}} w^2 / 2. \quad (13)$$

Тогда, задавшись  $\Delta p = 80\text{ кПа}$  [11] и скоростью  $w = 1\text{ м/с}$  можно определить коэффициент  $C$ .

Скорость движения соляного раствора можно определить по соотношению:

$$w = V_{\text{с.р}} / S_{\text{к}} = (V_{\text{с.р}} / F_{\text{СК}}) (F_{\text{СК}} / S_{\text{к}}), \quad (14)$$

где  $F_{\text{СК}}$  – площадь коллектора;  $S_{\text{к}}$  – площадь поперечного сечения трубки условного контура.

Для определения отношения  $V_{c,p} / F_{СК}$  учтем, что в случае использования солнечной энергии тепловой поток в испарителе ТН равен тепловому потоку, полученному в солнечных коллекторах, т.е.

$$Q_{\text{и}} = Q_{СК} = q_{\text{пад}} \eta_{СК} F_{СК}, \quad (15)$$

где  $q_{\text{пад}}$  – средняя плотность падающего потока солнечной радиации [12];  $\eta_{СК}$  – КПД солнечного коллектора.

КПД солнечного коллектора показывает, какая доля солнечного излучения, попадающего на площадь апертуры, может быть преобразована в полезную тепловую мощность. КПД всех типов коллекторов вычисляется по соотношению [13]:

$$\eta_{СК} = \eta_0 - k_1 (T_{c,p}^{СК} - T_{\text{в}}) / q_{\text{пад}} - k_2 (T_{c,p}^{СК} - T_{\text{в}})^2 / q_{\text{пад}}, \quad (16)$$

где  $\eta_0$  – оптический КПД солнечного коллектора;  $k_1, k_2$  – коэффициенты, учитывающие потери теплоты от солнечного коллектора к окружающей среде за счет теплопроводности материала коллектора, теплового излучения и конвекции;  $T_{c,p}^{СК}$  – среднеарифметическая температура соляного раствора в солнечном коллекторе;  $T_{\text{в}}$  – средняя температура воздуха по месяцам отопительного периода [12]. С учетом рекомендаций работы [13] были приняты следующие средние значения оптического КПД солнечного коллектора и коэффициентов тепловых потерь для плоских солнечных коллекторов –  $\eta_0 = 0,81$ ,  $k_1 = 3,892$ ,  $k_2 = 0,018$  и вакуумных –  $\eta_0 = 0,81$ ,  $k_1 = 1,514$ ,  $k_2 = 0,0066$ . На основе анализа зависимостей КПД солнечных коллекторов были определены рабочие диапазоны температур соляного раствора для условий отопления. Итак, для плоских коллекторов он составляет от 10 °С до 15 °С, поскольку дальнейшее увеличение температуры соляного раствора приводит к резкому уменьшению КПД солнечного коллектора. В свою очередь вакуумные коллекторы позволяют расширить этот диапазон до 30 °С за счет уменьшения потерь путем конвекции.

Тогда, величину  $V_{c,p} / F_{СК}$  определяем из выражений (3) и (15) и получаем зависимость:

$$V_{c,p} / F_{СК} = q_{\text{пад}} \eta_{СК} / [\rho_{c,p} c_p (t_{c,p}^{\text{ВХ}} - t_{c,p}^{\text{ВЫХ}})]. \quad (17)$$

Таким образом, при принятом  $\Delta p$  и соответствующей ему оптимальной степени охлаждения  $\Delta t_{c,p}^{\text{ОПТ}} = t_{c,p}^{\text{ВХ}} - t_{c,p}^{\text{ВЫХ}}$  по формуле (14), по соотношению (17) можно найти значение  $V_{c,p} / F_{СК}$  для наиболее холодного месяца отопительного периода. Тогда, из уравнения (14) при принятой скорости  $w$  определим конструктивную характеристику системы  $F_{СК} / S_{\text{к}}$  и примем ее за постоянное значение. С учетом этого соотношение (13) для определения гидравлических потерь давления в нижнем контуре примет окончательный вид:

$$\Delta p = C \rho_{c,p} [(F_{СК} / S_{\text{к}}) (V_{c,p} / F_{СК})]^2 / 2 = C_1 \rho_{c,p} [V_{c,p} / F_{СК}]^2 / 2, \quad (18)$$

где коэффициент  $C_1 = C [F_{СК} / S_{\text{к}}]^2$ , может быть определен с учетом ранее вычисленных значений  $C$  и  $F_{СК} / S_{\text{к}}$ . В результате вычислений получено, что  $C_1 = 2,9 \cdot 10^{12}$  для плоских коллекторов и  $C_1 = 1,1 \cdot 10^{12}$  для вакуумных СК.

Таким образом, для определения зависимости суммарных удельных затрат внешней энергии для теплонасосной системы отопления с использованием солнечной радиации от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса необходимо решить систему уравнений (6)–(9) и (16)–(18).

#### Результаты численного анализа

Для определения характерных условий работы теплонасосной системы низкотемпературного отопления с использованием солнечной радиации построена зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление  $l_{\text{от}}$  от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса при расчетной температуре греющего теплоносителя в низкотемпературной системе отопления

$t_T^p = 40^\circ\text{C}$  (рис. 3). Эти зависимости приведены для вакуумных коллекторов, в которых температура на входе в тепловой насос изменяется в диапазоне  $10\dots 30^\circ\text{C}$ .

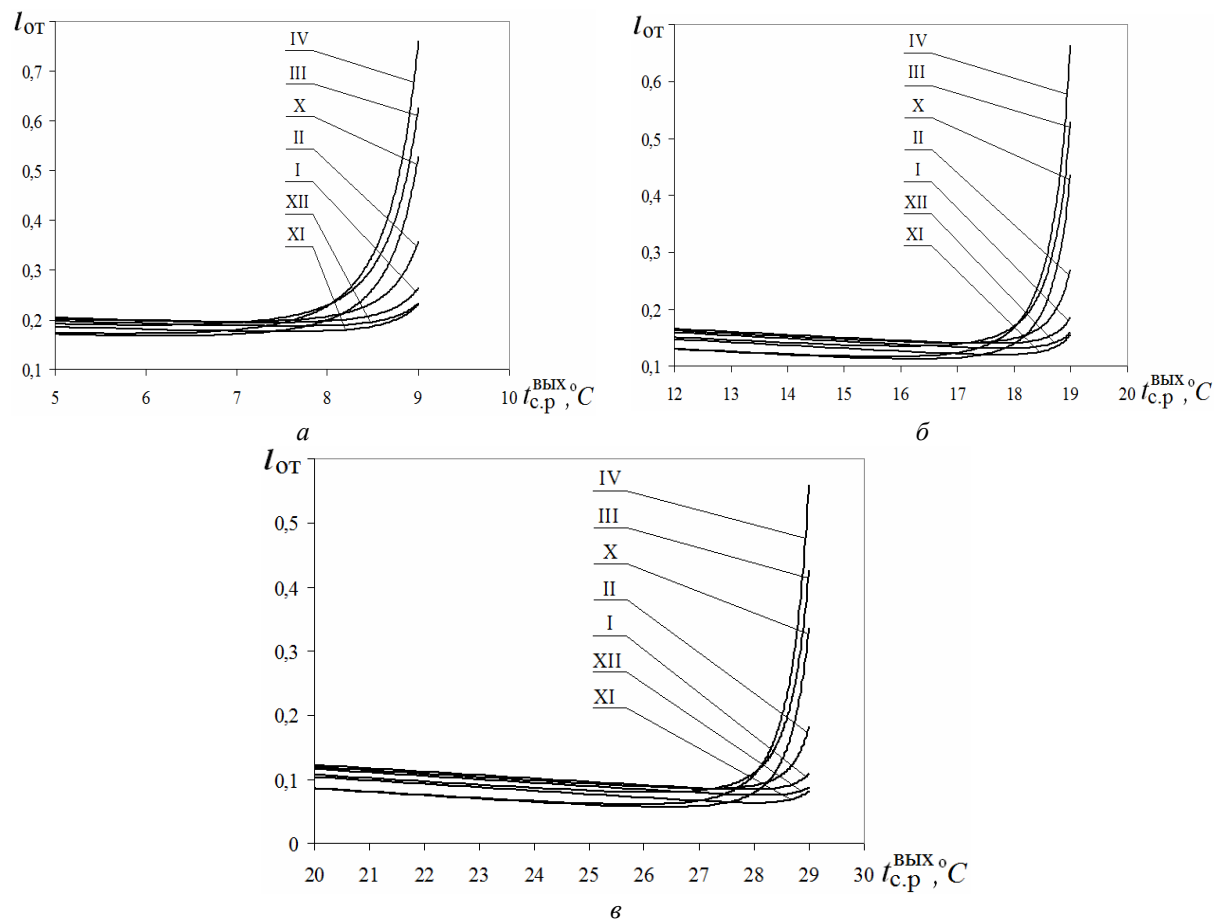


Рис. 3 – Зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление от температуры соляного раствора на выходе из испарителя:  
а, б, в – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{c.p.}^{BX} = 10, 20, 30^\circ\text{C}$ ;  
X, XI, XII, I, II, III, IV – соответствующий месяц отопительного периода

Из графиков видно, что для каждого месяца (X–VI) существует оптимальное значение температур соляного раствора на выходе из испарителя и соответствующие им минимальные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Характер зависимостей определен тем, что слева от оптимального значения доминирует работа компрессора, а справа соответственно затраты энергии на перемещение теплоносителя в нижнем контуре теплонасосной установки.

На основе численного анализа построены графические зависимости среднемесячной оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе теплового насоса от месяцев работы для плоских и вакуумных коллекторов (рис. 4). Из графиков видно, что оптимальные степени охлаждения в большей мере зависят от температуры соляного раствора на входе в испаритель для плоских коллекторов. В случае вакуумных коллекторов практически та же оптимальная степень охлаждения теплоносителя достигается при более высокой температуре соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса. При этом улучшаются условия работы ТНУ и увеличивается ее коэффициент трансформации. Влияние изменения температуры на входе в испаритель ТН сильнее проявляется в холодные месяцы отопительного

періода. Расчеты показали, что изменение расчетной температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления в диапазоне  $t_T^P = 30 \dots 50$  °C слабо влияет на эти зависимости.

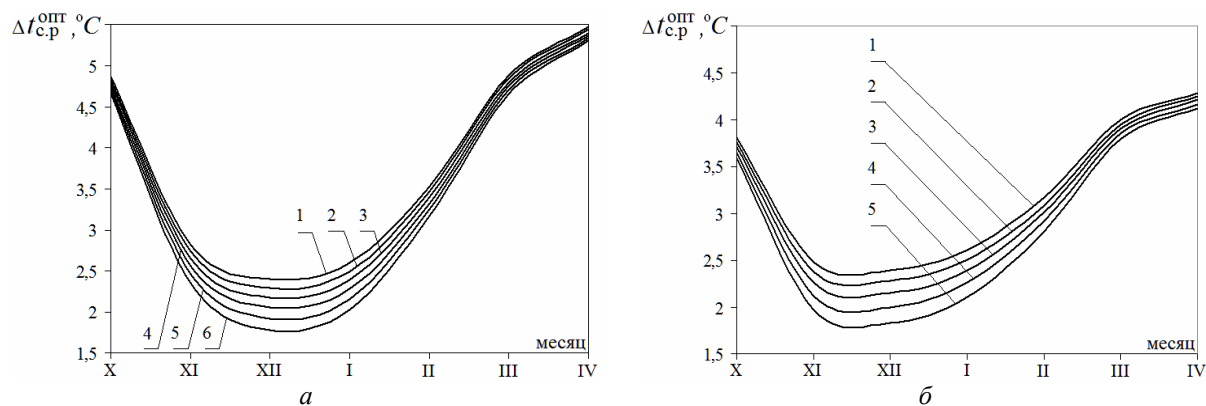


Рис. 4 – Зависимость оптимальной степени охлаждения солевого раствора в испарителе от месяца отопительного периода: *а* – плоский коллектор 1, 2, 3, 4, 5, 6 – температура солевого раствора на входе в испаритель  $t_{с.р}^{вх} = 10, 11, 12, 13, 14$  и  $15$  °C, соответственно; *б* – вакуумный коллектор: 1, 2, 3, 4, 5 – температура солевого раствора на входе в испаритель  $t_{с.р}^{вх} = 10, 15, 20, 25$  и  $30$  °C, соответственно

На основе полученных значений оптимальных степеней охлаждения сред в испарителе теплового насоса построены графические зависимости минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление, которые приведены на рис. 5 и рис. 6.

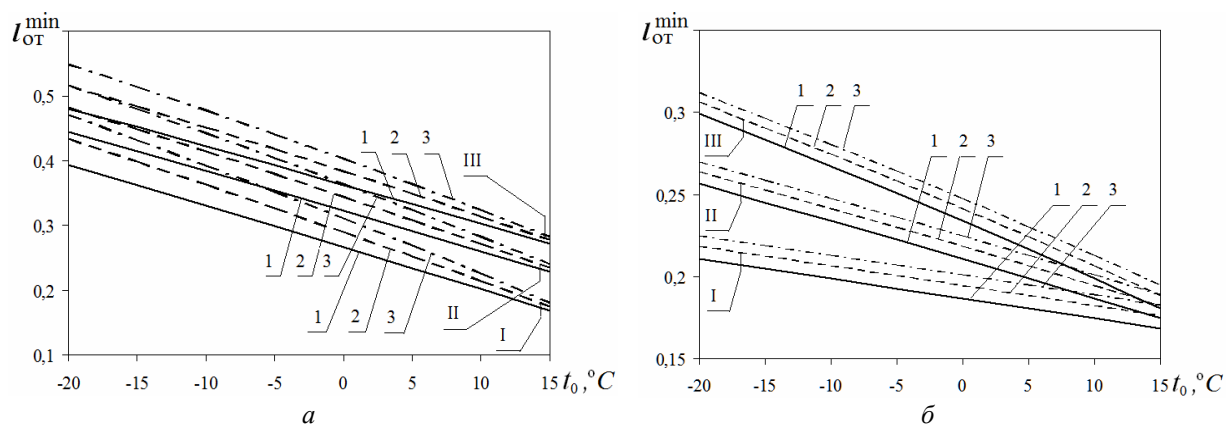


Рис. 5 – Зависимость минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление от температуры окружающей среды: *а* – воздух: I, II, III –  $A = 0, 1; 0, 5; 1$  ( $1 - t_T^P = 30$  °C;  $2 - 40$  °C;  $3 - 50$  °C); *б* – грунт: I, II, III –  $t_T^P = 30; 40; 50$  °C ( $1 - A = 0, 005; 2 - 0, 015; 3 - 0, 027$ )

Из рис. 5 следует, что при обеспечении оптимальной степени охлаждения среды в испарителе ТН минимальные суммарные затраты энергии на систему отопления существенно возрастают с уменьшением температуры окружающей среды  $t_0$ . В случае использования атмосферного воздуха  $l_{от}^{min}$  возрастают с повышением комплекса заданных величин  $A$  и уменьшаются при понижении расчетной температуры греющего теплоносителя на отопление, а для грунта  $l_{от}^{min}$  слабо зависит от комплекса заданных величин и определяется в основном температурой греющего теплоносителя в системе отопления.



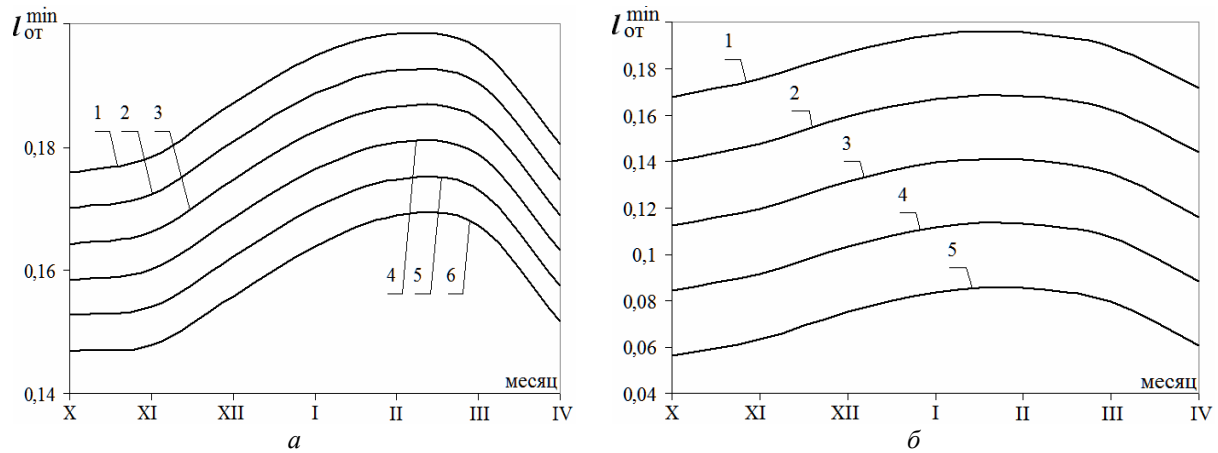


Рис. 6 – Зависимость минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление от месяца отопительного периода: а – плоский коллектор 1, 2, 3, 4, 5, 6 – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 11, 12, 13, 14$  и  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , соответственно; б – вакуумный коллектор: 1, 2, 3, 4, 5 – температура соляного раствора на входе в испаритель  $t_{c,p}^{BX} = 10, 15, 20, 25$  и  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , соответственно

Из графиков на рис.6 следует, что в диапазоне температур соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса ( $10\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) при использовании как плоских, так и вакуумных коллекторов наблюдаются почти одинаковые минимальные суммарные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Однако, сочетание вакуумных коллекторов с тепловым насосом способствует уменьшению затрат внешней энергии за счет повышения температуры теплоносителя на входе в испаритель. При этом из рис. 6 можно получить, что условный коэффициент преобразования ( $\phi_{усл} = 1 / l_{от}^{min}$ ) для системы с вакуумными коллекторами составляет  $3,8\text{--}7,0$ , что свидетельствует о достаточной эффективности использования солнечной энергии в теплонасосных системах низкотемпературного отопления [1].

### Выводы

При использовании теплоты различных возобновляемых источников энергии в теплонасосной системе низкотемпературного отопления существует оптимальная глубина использования теплоты нижних источников в испарителе теплового насоса, которой соответствуют минимальные суммарные затраты энергии на теплонасосную систему в целом. При использовании теплоты воздуха, воды и грунта оптимальная степень охлаждения возрастает с увеличением комплекса заданных величин  $A$  и слабо зависит: от температуры среды на входе в испаритель, от температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления и температуры окружающей среды. В случае использования солнечной радиации оптимальная степень охлаждения снижается в холодные зимние месяцы и зависит от температуры теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса.

При использовании солнечной энергии в теплонасосных системах отопления более целесообразно сочетать их с вакуумными коллекторами, поскольку они позволяют повысить температуру соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса и, тем самым, уменьшают затраты внешней энергии на систему отопления.

Полученные соотношения для оптимальной степени охлаждения теплоносителя нижнего источника теплоты позволяют правильно спроектировать теплонасосную систему низкотемпературного отопления.

**Список літератури:** 1. Гершкович, В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами [Текст] / В.Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. – 60 с. 2. Руководство по проектированию и монтажу тепловых насосов Dimplex [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://geowatt.kz/downloads/Downloads.htm>. – Название с экрана. 3. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Buderus. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: [http://www.adeptamasa.com/doc\\_proect/Logatherm%20WPS\\_draft.pdf](http://www.adeptamasa.com/doc_proect/Logatherm%20WPS_draft.pdf). – Название с экрана. 4. Мартыновский, В.С. Тепловые насосы [Текст] / В.С. Мартыновский. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 192 с. 5. Безродний, М.К. Про оптимальну роботу ТН в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Припула // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Нова ідеологія. – 2011. – № 3. – С. 26-33. – ISSN 2077-1134. 6. Безродний, М.К. Про умови оптимальної роботи теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти природної води [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Припула // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2011. – № 2. – С. 11-16. – ISSN 1813-5420. 7. Безродний, М.К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту [Текст] / М.К. Безродний, Н.О. Припула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 1. – С. 1-6. – ISSN 1810-0546. 8. Оборудование WILO [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>. – Название с экрана. 9. Некрасова, О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) [Текст] / О.А. Некрасова, Ю.В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30-34. 10. Шубин, Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е.П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с. 11. Чумак, І.Г. Холодильні установки. Проектування [Текст]: учбов. посібник / І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, С.Ю. Ларяновський. – Одеса: Друк, 2008. – Т. 3. – 156 с. 12. Накорчевский, А.И. Расчет тепловоспринимающей способности солнечных коллекторов / А.И. Накорчевский // Промышленная теплотехника. – 2009. – № 2. – С. 70-75. – ISSN 0204-3602. 13. Солнечные коллектора Vitosol. Инструкция по проектированию. Viessmann [Електронний ресурс]. – Режим доступа: [http://www.viessmann.ru/ru/ein\\_zweifamilienhaus/produkte/Solar-Systeme1/Vitosol\\_200.html](http://www.viessmann.ru/ru/ein_zweifamilienhaus/produkte/Solar-Systeme1/Vitosol_200.html) – Название с экрана.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.577 + 697.1

**Об оптимальных условиях работы теплонасосных систем отопления при использовании возобновляемых источников теплоты** [Текст] / М.К. Безродний, Н.А. Припула // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 94-103. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса для низькотемпературних системах опалення з використанням різних відновлюваних джерел енергії. Підтримка оптимального ступеня охолодження середовища забезпечує мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення в цілому.

**Ключові слова:** низькотемпературна система опалення, тепловий насос, сонячний колектор, оптимальний ступінь охолодження середовища.

The method of determining optimal degree of cooling the agent in the heat pump evaporator for low-temperature heating systems using different renewable energy sources is designed. Maintaining optimal degree of agent's cooling provides minimal unit costs on external energy for heat pump heating system as a whole.

**Keywords:** low-temperature heating system, heat pump, solar collector, optimal degree of cooling the agent.